

Визначення робочого процесу енергоощадної вібраційної установки з поліфазним спектром коливань

І. І. Назаренко, О. П. Дєдов, А. Т. Свідерський, О. О. Костенюк,
М. П. Кузьмінець, В. В. Сліпецький

Розроблена нова схема збудження коливань робочих органів блоків вібраційної установки на основі зміни фазових кутів дебалансів між собою. Реалізація такої ідеї дозволяє за один оберт дебалансів здійснити ту кількість віброродій на технологічне середовище, скільки віброблоків має установка. Таким чином реалізовано спектр частот, що значно підвищує ефективність технологічного процесу. Запропонована схема придатна для реалізації різних процесів із зменшенням енерговитрат у порівнянні з існуючими конструкціями вібраційних машин. Розроблена конструктивна схема вібраційної установки із чотирма вібраційними блоками. Вибрана математична модель на основі представлення параметрів машини дискретними, а оброблювальне середовище – континуальними. Моделювання робочого процесу вібраційної установки виконано на основі використання методу скінченних елементів. Скінченно-елементна модель складена шляхом апроксимації всіх несучих елементів, в тому числі і формуючої поверхні, двовимірними скінченними елементами.

Віброізоляційні опори та пружні елементи моделі прийняті тривимірними, так як процеси, що протікають в таких елементах конструкції, є більш складними з точки зору розсіяння енергії. Досліджений робочий процес енергоощадної вібраційної установки, що реалізує поліфазні коливання. Складені рівняння руху такої системи та визначені амплітуди та частоти коливань, що визначають цей рух. Здійснена оцінка розподілу амплітуд коливань по периметру рами, закріпленої на вібраційних блоках віброустановки. Визначено можливість ефективного використання поліфазного спектру коливань при виконанні процесів сортування та ущільнення матеріалів на основі реалізації зсувних та нормальних напружень. Запропонована схема енергоощадної вібраційної установки та визначені параметри відкривають реальну можливість для використання в різних галузях. Отримані результати використані при проектуванні енергозберігаючої конструкції віброустановки із врахуванням фазових кутів для ущільнення технологічних середовищ.

Ключові слова: вібраційна установка, віброблок, дебаланс, модель, фазові кути, амплітуди, частоти і форми коливань

1. Вступ

Сучасні тенденції розвитку економіки формуються на застосуванні машин і технологій, які можуть забезпечити мінімізацію витрат енергії з реалізацією високої якості виконання технологічного процесу. Вібраційні машини і процеси займають суттєве місце в різних галузях народного господарства. Разом з тим,

існуюча вібраційна техніка працює в гармонійному резонансному режимі, який характеризується довготривалістю виконання технологічного процесу та суттєвими енергозатратами. Тому пошук нових рішень, як конструкцій так і методів дослідження ефективних та енергоощадних вібраційних машин, є актуальною задачею.

З розвитком методів комп'ютерного моделювання та теорії вібраційної техніки намітився новий напрямок пошуку конструктивних рішень зі змінним амплітудно-частотним режимом коливань та з нелінійними характеристиками, застосовуванням ефектів резонансу. Основою досягнення низки цих напрямків є достовірність визначення адекватності розрахункової моделі реальному технологічному процесу. Разом з тим, широке впровадження подібної вібраційної техніки стримувалось рядом існуючих причин. Так, адекватність розрахункової моделі реальному процесу довгий час базувалася на спрощених підходах врахування взаємовпливу робочих органів і оброблювальних середовищ. Це приводило до отримання негативних результатів із-за відмінності розрахункових та реальних значень параметрів. Особливо це відбувалося в ситуаціях, коли числові значення коливальних мас вібраційних машин і оброблювальних середовищ мали один порядок. Другою причиною є примусове використання резонансних режимів без цілеспрямованого врахування внутрішніх властивостей машини і середовища. Таким чином створення та використання техніки з режимами роботи, що реалізують полічастотні, поліфазні коливання, є актуальною і важливою задачею, рішення якої може слугувати напрямком створення нового класу вібраційних машин технологічного призначення.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Широка область застосування та ефективність вібраційних технологій і процесів в різних галузях відмічається в цілої низки робіт. Це вібраційна техніка для виготовлення плоских бетонних плит [1], в якій приведена спрощена методика розрахунку параметрів. Такий підхід неможливо використати для розрахунку іншого класу машин. Емпіричні залежності дають задовільні результати тільки в рамках використання подібних конструкцій машин. Процес ущільнення цементобетонних сумішей приведено в роботі [2] на основі гармонійного режиму. Застосування вібраційних технологій використовується і для подрібнення матеріалів [3]. В цих роботах розглядаються робочі процеси вібраційних технологій і процесів при реалізації стандартних режимів без оцінки зміни фазового кута в машинах. Разом з тим, важливим моментом в аналізі існуючих робіт є оцінка руху. З цієї точки зору ці роботи заслуговують уваги. Достеменно оцінка та аналіз цих та інших робіт дозволить більш аргументовано сформулювати методи рішення проблеми. Так, дослідженню загальних задач руху двочастотних резонансних вібраційних апаратів з імпульсним електромагнітним приводом присвячена робота [4]. Розглянуто раціональний метод реалізації двочастотних резонансних систем з множинними власними частотами коливань. Ефективність реалізації таких режимів роботи обґрунтовується використанням імпульсного електромагнітного приводу з частотою коливань 50 Гц. Однак отримані результати не приведені для умов навантаження технологічним середови-

щем. В роботі [5] дослідження виконані на прикладі двох типів живильних бункерів: із спрямованими і незалежними коливаннями. Розглядається задача без урахування зсувних напружень в середовищі, яке моделюється виключно твердим тілом. Автори роботи [6] розглядають динамічну систему, здатну акумулювати внутрішню енергію без прив'язки до конкретного технологічного середовища. Явища в складних нелінійних системах, як зазначають автори, є перспективним напрямком і вимагають додаткових досліджень. У роботі [7] метод застосовується до нелінійних систем активного контролю вібрацій. Застосування такого інтегрального методу полягає в тому, що потребує спеціалізованого рішення цього контролю. Одним із ефективних параметрів, що відображає динамічний процес руху, є метод вимірювання прискорення [8]. З точки зору вибору критеріїв оцінки це важливо, однак потребує допоміжного обладнання і врахування процесу впливу середовища. В роботі [9] запропонований пасивний пристрій контролю процесу впливу вібраційним бар'єром. Вібраційний бар'єр розміщений в ґрунті і від'єднаний від існуючої будівлі. Принцип роботи базується на взаємодії структура-ґрунт-структура між двома вібраційними структурами та ґрунтом. Структура, ґрунт і пристрій вважаються лінійними і моделюються за допомогою відповідного підходу з кінцевими елементами. Разом з тим, така система при випадковій дії може бути не адекватною пружним властивостям реального ґрунту. Тобто розрахункова схема має враховувати ці обставини. В роботі [10] досліджені вібраційні характеристики обсадних колон під силою збудження електричного вібратора за допомогою методу головного координатного аналізу. Результати показують, що амплітуда вібрації в нижній частині колони зменшується при збільшенні довжини обв'язувальної колони і частоти коливань, і вони знаходяться в зворотній пропорції; амплітуда вібрації в нижній частині колони обсадної колони збільшується по мірі збільшення сил збудження, і вони перебувають у прямому співвідношенні. В роботі не приведена функціональна залежність та пояснення поведінки вібратора в зоні контакту із свердловиною, оскільки варто очікувати в таких системах суттєву зміну параметрів із появою пристінного ефекту. Висновок про те, що амплітуда вібрації в нижній частині колони обсадної колони збільшується по мірі збільшення сил збудження є фактом очевидним. В роботі [11] здійснено чисельне моделювання глибокого вібраційного ущільнення сухого піску. Цей спосіб ущільнення ущільнює пухкі піски за допомогою процесів деформації зсуву, що надають горизонтальні коливання вібраційного зонда на необхідній глибині ґрунту. Разом з тим, необхідно було зазначити чому демпфірування прийнято за законом в'язкості, якщо в сухих сумішах важливим є сухе тертя за законом Кулона. Відсутні визначення впливу зсуву фаз між силою і переміщенням в точці прикладення сили, оскільки фазовий кут визначає характер взаємодії робочого органу і середовища. Відсутні обґрунтування, чому вплив тертя в контакті між робочим органом і середовищем незначний. В роботі [12] здійснено дослідження по визначенню оптимального співвідношення маси вібраційного клапана для вібрації управління та маси, затиснутою прямокутної пластиною. Застосована відома із теорії коливань задача динамічного гасника коливань в дискретних системах. Для розподілених систем, якою є прямокутна пластина, необхідне автоматичне

налаштування на можливе виникнення однієї із власних коливань, яких може бути безліч. Варто було привести систему керування зміною масових характеристик. Це потрібно тому, що вібраційний клапан може ефективно зменшувати реакцію по всій пластині виключно за рахунок збереження співвідношення мас в діапазоні нечутливості коливань пластини. Заслугує уваги робота [13] в якій зазначається, що недостатня жорсткість монтажу вібраторів може призвести до суттєвої зміни фазового кута синхронізації і внаслідок цього робота машини стає неконтрольованою. Ці результати підтверджують важливість питання дослідження впливу зміни фазового кута на виявлення синхронізації і внаслідок цього на роботу вібраційної машини. Методика моделювання впливу хвильових процесів наведена в роботі [14] і може бути застосована для розгляду впливу середовища для даної задачі. Щодо моделювання параметрів машин є корисною робота [15], але вона вирішена для виготовлення інших виробів. Важливою задачею при дослідженні руху вібраційних систем є забезпечення надійності систем, можливого появи пошкоджень. Це вирішується рядом методів, один із ефективних приведено в роботі [16], що може слугувати і для вирішення даної задачі при вже створеній реальній конструкції. Загальна методика визначення параметрів машин [17] може бути застосована, але вже з урахуванням зміни фазових кутів повороту дабалансів вібраційних блоків.

3. Мета і завдання дослідження

Метою роботи є визначення робочого процесу енергоощадної вібраційної установки з поліфазним спектром коливань для інтенсифікації виконання конкретних технологічних робочих процесів.

Для досягнення поставленої мети були визначені наступні завдання:

- обґрунтувати та розробити розрахункову схему вібраційної установки з поліфазним спектром коливань;
- дослідити та здійснити аналіз основних форм, амплітуд та частот коливань конструкції віброустановки;

4. Розробка розрахункової схеми вібраційної установки з поліфазним спектром коливань та методика досліджень її руху

На основі проведеного аналізу попередніх досліджень, виникла ідея застосувати нову схему збудження коливань із зміною фазових кутів дебалансів між собою на віброблоках вібраційної установки. Реалізація такої ідеї дозволить за один оберт дебалансів здійснити ту кількість вібродій на технологічне середовище, скільки віброблоків має установка. Таким чином реалізований спектр коливань суттєво підвищив би ефективність та дозволив би знизити витрати енергії на виконання технологічного процесу у порівнянні з існуючими конструкціями вібраційних машин. Здійснення застосування саме такої схеми відкриває можливість отримання зсувних напружень в оброблювальному середовищі, як одного із факторів реалізації прискорення режиму та зниження енергії.

Математична модель конструкції віброустановки (рис. 1) будується за наступних припущень. Блоки 1 установки являються твердими тілами. Бетонна суміш, яка знаходиться у формі, моделюється системою із розподіленими пара-

метрами. В рівняннях руху загальної системи «віброустановка – бетонна суміш» враховується конструктивна маса форми, віброблоків та маса бетонної суміші. Маса бетонної суміші враховується хвильовим коефіцієнтом на основі методу, приведену в роботі [18]. Прокладки 3 моделюються пружними елементами з лінійною залежністю між виникаючим напруженням та деформацією. Дебаланси 2 віброблоків розташовані уздовж осі Y , розвертаються щодо осі X з певними кутами ϕ_1 .

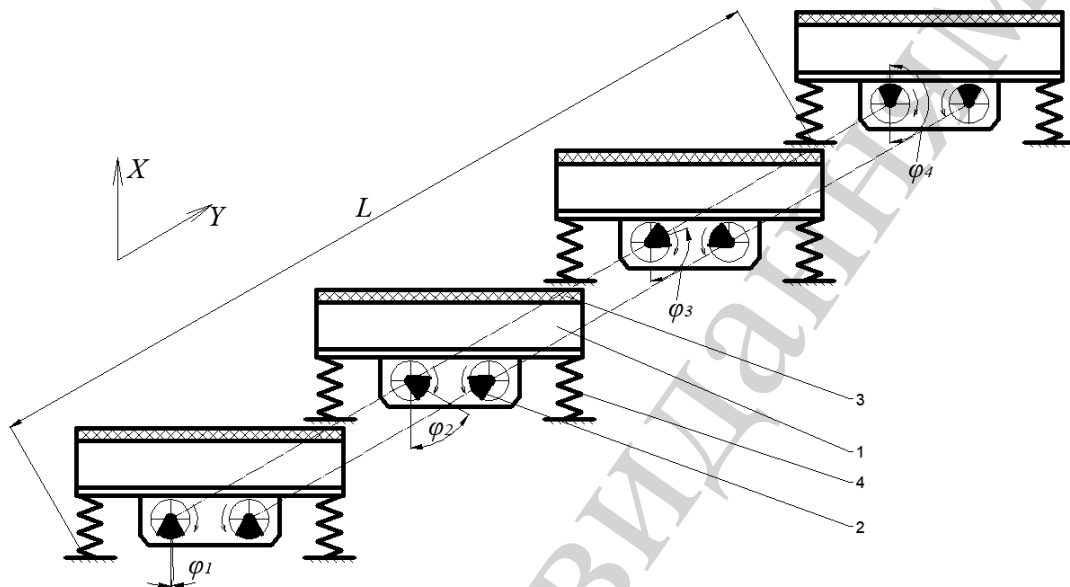


Рис. 1. Розрахункова схема вібромайданчика з поліфазним рухом: 1 – віброблок; 2 – дебаланс; 3 – гумова прокладка; 4 – пружина

Для даної схеми прийнято: $\phi_1 = 0$; $\phi_2 = 60^\circ$; $\phi_3 = 120^\circ$; $\phi_4 = 180^\circ$. Отже, за один оберт валу форма з бетонною сумішшю буде сприймати чотири впливів. Щоб збільшити ефект дії між блоками і формою, встановлюються пружні елементи (гумові прокладки). Таким чином, без використання спеціальних пристроїв (додаткових валів, редукторів і рухових пристроїв) реалізується поліфазний режим, при цьому крім хвиль, які створюються по осі X , виникає і поздовжня хвиля по осі Y . Аналітичний опис динаміки такої системи приймаємо у вигляді:

$$m \cdot \ddot{y} + c(1 + f(z, t))y = F(z, t), \quad (1)$$

де m – приведена маса, що враховує масу форму, блоків і приведену масу бетонної суміші; c – пружність гумових прокладок; $f(x, t)$ – функція, яка визначає умови контакту форми з прокладкою; $F(x, t)$ – змушуюча сила.

Враховуючи прийняті позначення (рис. 1): L – довжина майданчика, δ_p – товщина гумової прокладки. Враховуючи умови роботи системи будемо мати:

$$f(z, t) = \begin{cases} \frac{L}{8} < z < \frac{L}{8} + b; nT < t < nT + t_k; \\ \frac{3L}{8} < z < \frac{3L}{8} + b; nT + \frac{\pi}{3\omega} < t < nT + \frac{\pi}{3\omega} + t_k; \\ \frac{5L}{8} < z < \frac{5L}{8} + b; nT + \frac{2\pi}{3\omega} < t < nT + \frac{2\pi}{3\omega} + t_k; \\ \frac{7L}{8} < z < \frac{7L}{8} + b; nT + \frac{\pi}{\omega} < t < nT + \frac{\pi}{\omega} + t_k. \end{cases} \quad (2)$$

де b – ширина контактної зони взаємодії; t_k – час контакту; $n = 0, 1, 2 \dots$

Змушуюча сила $F(x, t)$ буде змінюватися за подібним законом до функції $f(x, t)$:

$$F(x, t) = \begin{cases} F_0 \sin(\omega \cdot t); \frac{L}{8} < x < \frac{L}{8} + b; nT < t < nT + t_k; \\ F_0 \sin\left(\omega \cdot t + \frac{\pi}{3}\right); \frac{3L}{8} < x < \frac{3L}{8} + b; nT + \frac{\pi}{3\omega} < t < nT + \frac{\pi}{3\omega} + t_k; \\ F_0 \sin\left(\omega \cdot t + \frac{2\pi}{3}\right); \frac{5L}{8} < x < \frac{5L}{8} + b; nT + \frac{2\pi}{3\omega} < t < nT + \frac{2\pi}{3\omega} + t_k; \\ F_0 \sin(\omega \cdot t + \pi); \frac{7L}{8} < x < \frac{7L}{8} + b; nT + \frac{\pi}{\omega} < t < nT + \frac{\pi}{\omega} + t_k. \end{cases} \quad (3)$$

Розв'язок рівняння (1) має вигляд:

$$Y(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} S_n(t) \cdot \sin\left(\frac{n \cdot \pi \cdot x}{L}\right). \quad (4)$$

Підставляючи розв'язок (4) у початкове рівняння (1), після відповідних перетворень отримані рівняння для визначення якісної та кількісної картини та робочого процесу. Моделювання робочого процесу вібраційної установки виконується на основі використання методу скінченних елементів із застосуванням розрахункового комплексу MSC.NASTRAN (MSC.Software, Німеччина). Дослідження моделі проведені методом скінченних елементів. Скінченно-елементна модель (рис. 2) складена шляхом апроксимації всіх несучих елементів в тому числі і формоутворюючої поверхні двовимірними скінченними елементами типу PLATE, пружно деформованими під дією поздовжньої сили, згинальних моментів в двох площинах і крутного моменту.

Віброізоляційні опори та пружні елементи моделі прийняті трьохвимірними CE типу SOLID, так як процеси, що протікають в таких елементах конструкції, є більш складними з точки зору розсіяння енергії.

Загальне число скінченних елементів виявилось рівним 19258, число вузлів – 19912, загальне число шуканих змінних – 20928.

Прийнято, що в крайніх точках опори спираються на фундамент і закріплені, тому в моделі крайні вузли опор защемлені у напрямках X , Y , Z , а також заборонені повороти по всім трьом осям. Вважається, що матеріали всієї конструкції деформуються лише в пружній стадії.



Рис. 2. Загальний вигляд 3D моделі блокової вібраційної установки

При перевірці міцності і визначення функціонування системи, яка може піддаватися дії навантажень, відмінних за їх природою і які прикладаються в різних сполученнях, доцільно спочатку проаналізувати поведінку конструкції при найпростіших навантаженнях, а потім ускладнювати їх з додаванням інших збурень.

Для вивчення поведінки формують поверхню визначено перелік та місце точок на поверхні форми із визначенням розподілу амплітуд коливань в залежності від розташування кутів дебалансів блоків (рис. 3).

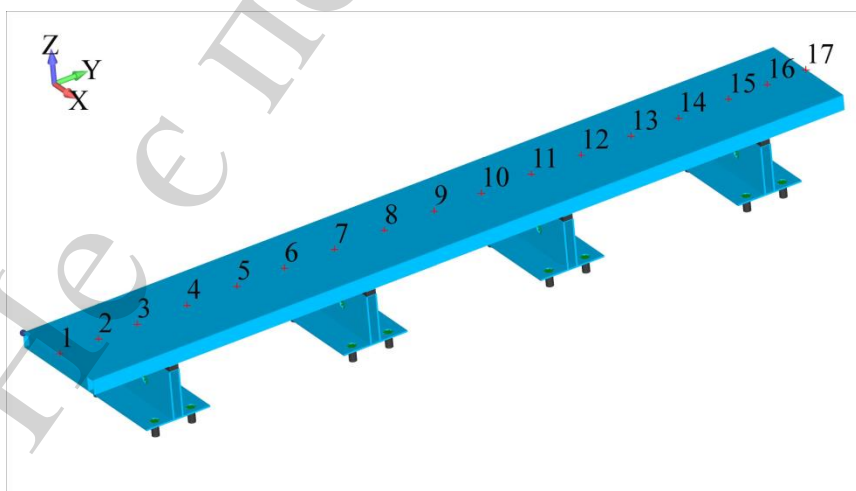


Рис. 3. Схема розташування точок замірів на поверхні форми

Для перевірки моделі та оцінці її функціонування при дії статичних і динамічних навантажень прийняті наступні етапи дослідження:

– виконання модального аналізу (Modes Analysis) та визначення основних форм і відповідних їм частот коливань;

– дослідження руху конструкції при дії динамічного навантаження на основі динамічного аналізу (Transient Analysis) на заданій частоті збурення.

При динамічному аналізі визначаються амплітуди коливань конструкції в різних ділянках (перерізах) та проводиться оцінка розподілу коливань по довжині конструкції.

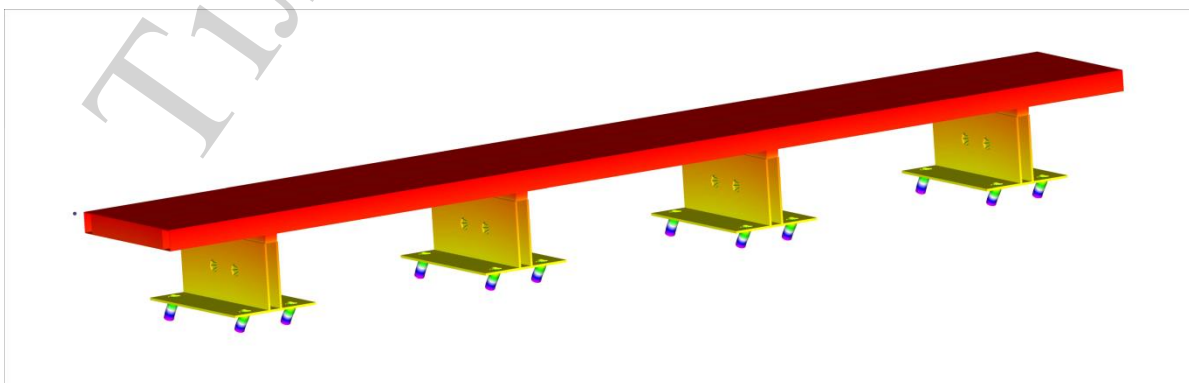
5. Дослідження та визначення основних форм, амплітуд та частот коливань конструкції віброустановки.

Проведені дослідження дозволили визначити форми коливань (рис. 4).

Так, за частоти коливань $f=1,32$ Гц (рис. 4, а) віброустановка здійснюватиме коливання за другою формою у поперечному напрямку (вісь X). Такий режим коливань обумовлений значенням жорсткості пружних опор 4 (рис. 1). При реалізації режиму на частоті $f=4,10$ Гц (рис. 4, б) коливання носять направлений характер у вертикальному напрямку. Здійснення коливань за режимом при частоті $f=16,60$ Гц (Mode 23), є наслідком впливу жорсткості форми (рис. 4, в). Коливання здійснюють внаслідок вигину конструкції у площині YZ. Такі режими є недостатніми для процесу ущільнення бетонної суміші. Суто однонаправлені коливання з низькими частотами не визивають напруження в середовищі, які не перевищують напруження втрати суцільності [15]. Режимом роботи, при якому буде реалізований зсув фаз, можливий при підвищенні до частоти $f=27,40$ Гц (рис. 4, г). Обумовлено це тим, що із збільшенням частоти значно зростають числові значення напружень стискування шарів суміші та напруження розриву шарів. Також такий режим реалізує коливання формоутворюючої поверхні, які на пружних елементах 3 (рис. 1).

Таким чином, робочий режим роботи прийнятий з частотою збудження коливань 25 Гц. При реалізації динамічного аналізу отриманий розподіл амплітуд коливань формоутворюючої поверхні по довжині конструкції за один період коливань (рис. 5). Максимальне значення амплітуди коливань в рамках виконаних досліджень отримані на довжині форми в межах 1,3–2,1 м в проміжку від $3/4\pi$ до $7/4\pi$.

Рух поверхні в точках 1, 2, 16, 17 в часі (рис. 6) засвідчує наявність різних значень амплітуд коливань.



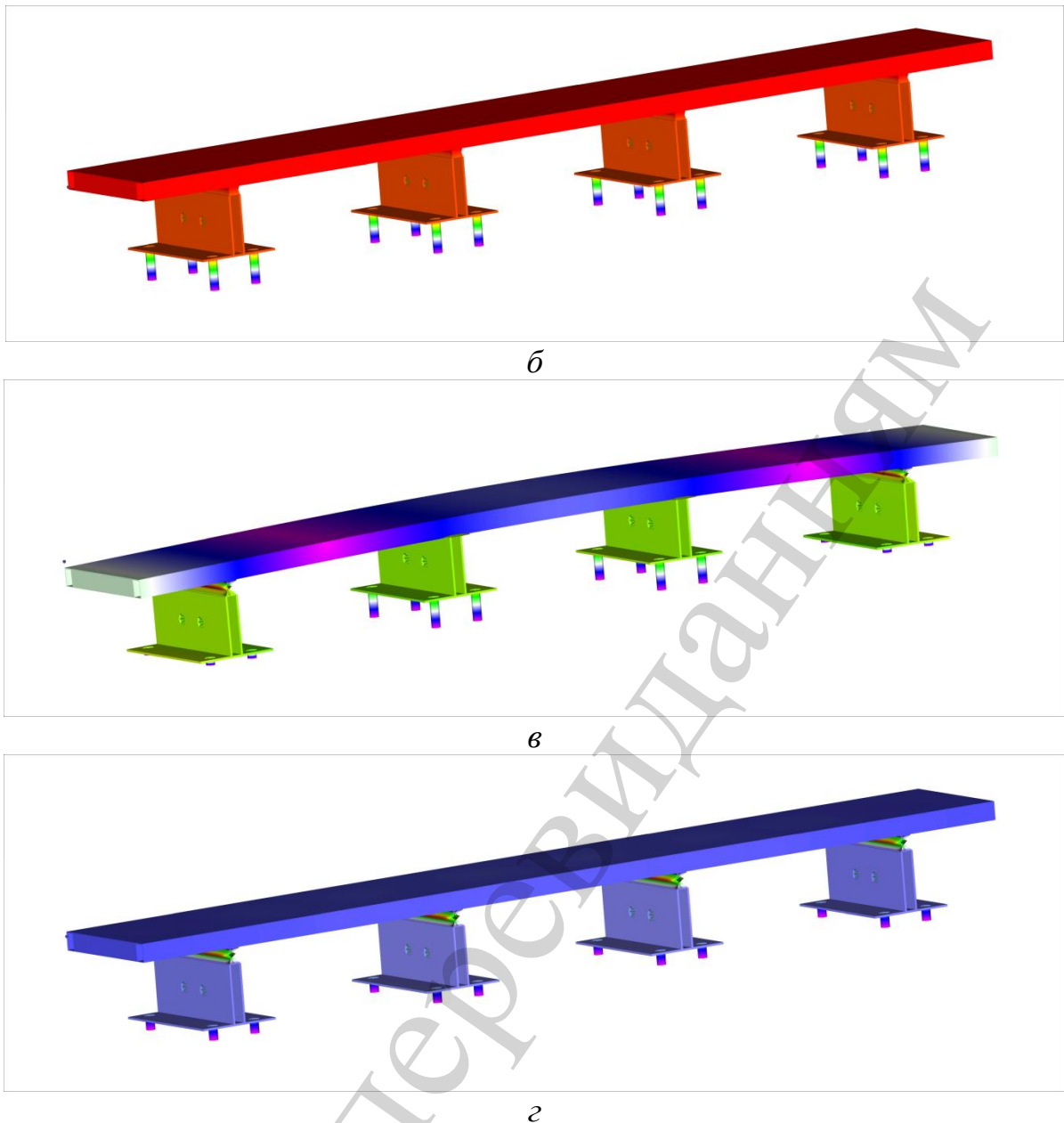


Рис. 4. Форми коливань конструкції віброустановки: *а* – Mode 2, $f=1,32$ Гц; *б* – Mode 8, $f=4,10$ Гц; *в* – Mode 23, $f=16,60$ Гц; *г* – Mode 29, $f=27,40$ Гц

Так, в точці 16 амплітуда коливань сягає значення 0,6мм, а точці 2 в той же час має значення 0,2 мм, що є свідченням наявності хвильового процесу.

В інших точках (рис. 7) віброграми руху за характером ідентичні вище розглянутих. За величиною амплітуди коливань мають менші значення. В точці 14 величина амплітуди сягає величини 0,4мм, а в точці 3 в той же період часу амплітуда коливань дорівнює 0,1мм. В точках 14 і 15 практично відсутній зсув фаз між амплітудами коливань.

Віброграми руху в точках 5, 12, 13 в часі (рис. 8) за характером руху є подібними між собою за числовими значеннями амплітуд, як і для точок 1, 2, 3, 4 (рис. 6, 7).

Разом з тим, є і певні відмінності. Так, зафіксовано, що в точках 6, 12 і 13 амплітуди коливань мають близькі за величиною числові значення в межах

0,18–0,23мм. Зміна амплітуд коливань в точок 7, 8, 9, 10, 11 в часі (рис. 9) характеризується певним відхиленням за числовими значеннями та за фазою.

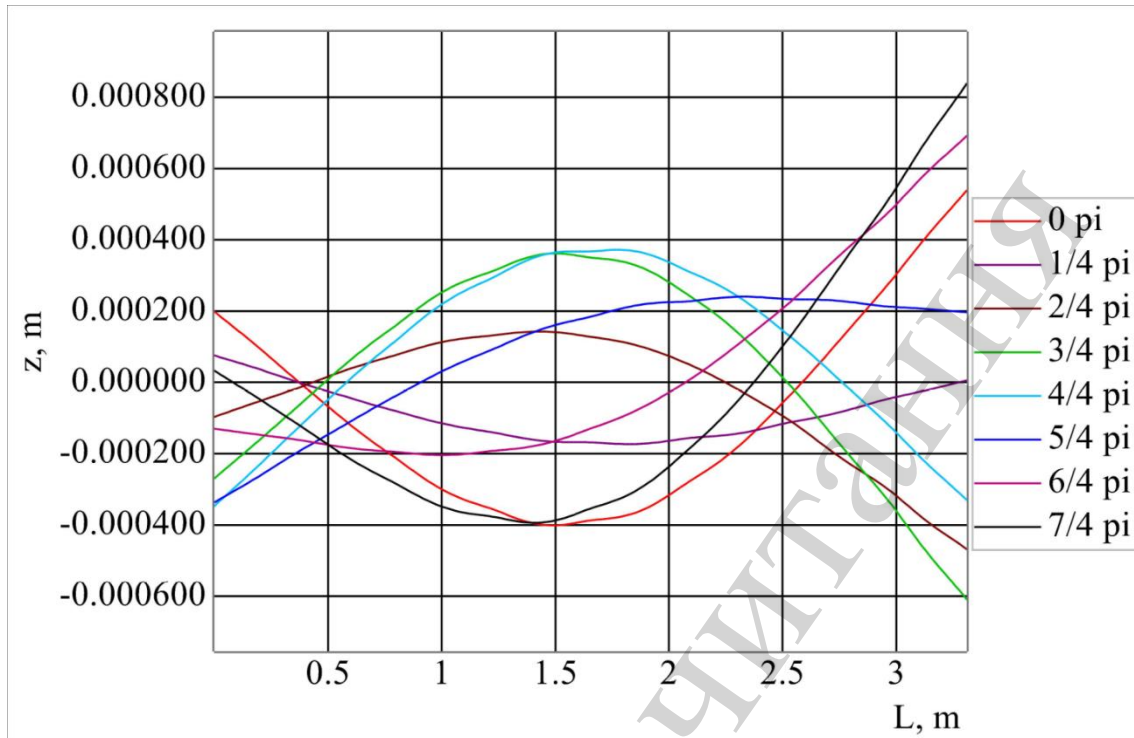


Рис. 5. Розподіл амплітуд коливань по довжині конструкції за один період коливань

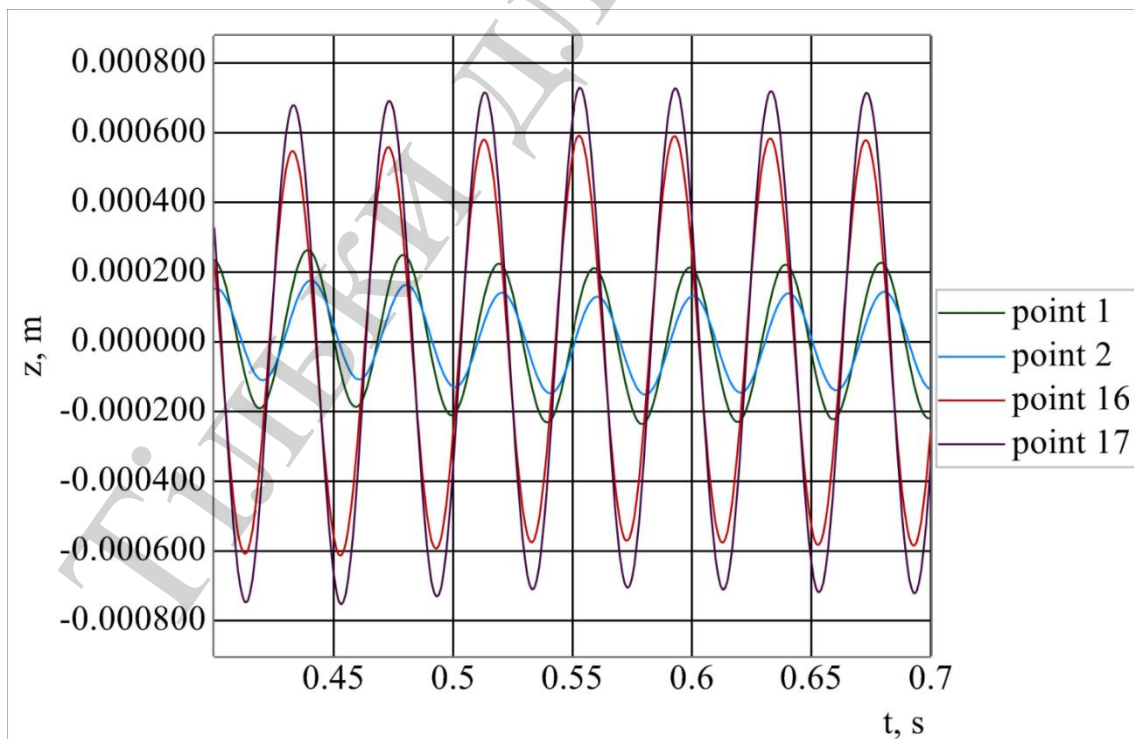


Рис. 6. Віброграми руху точок 1, 2, 16, 17 в часі

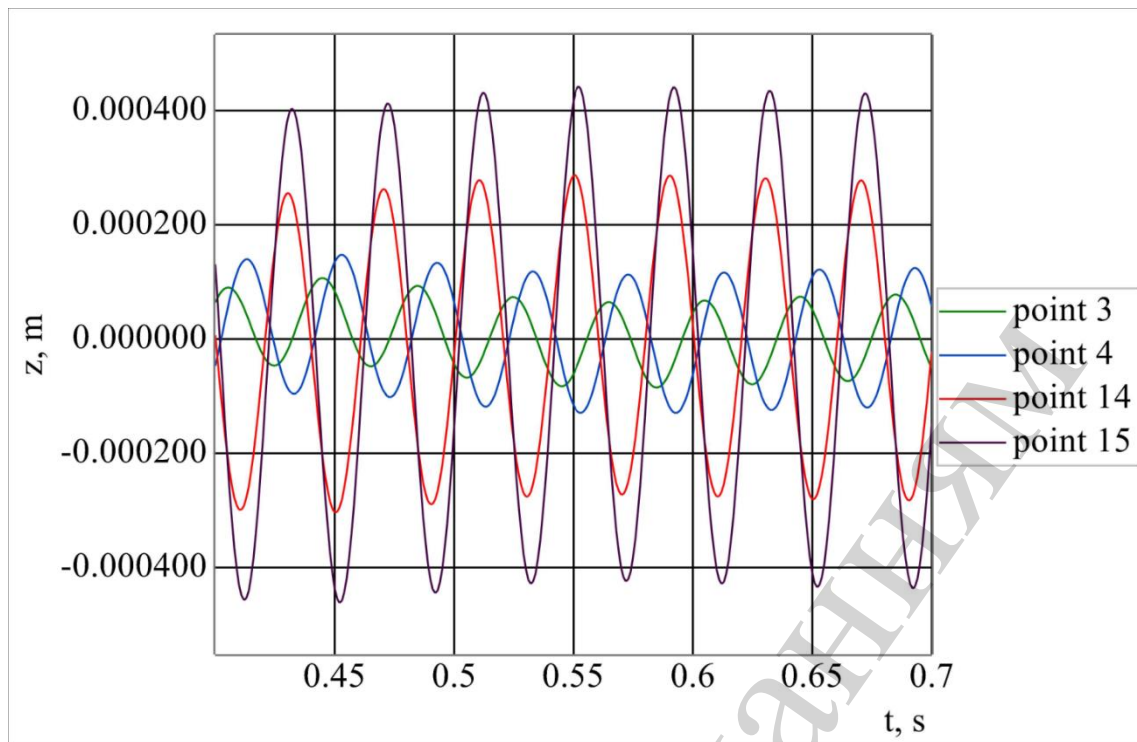


Рис. 7. Віброграми руху точок 3, 4, 14, 15 в часі

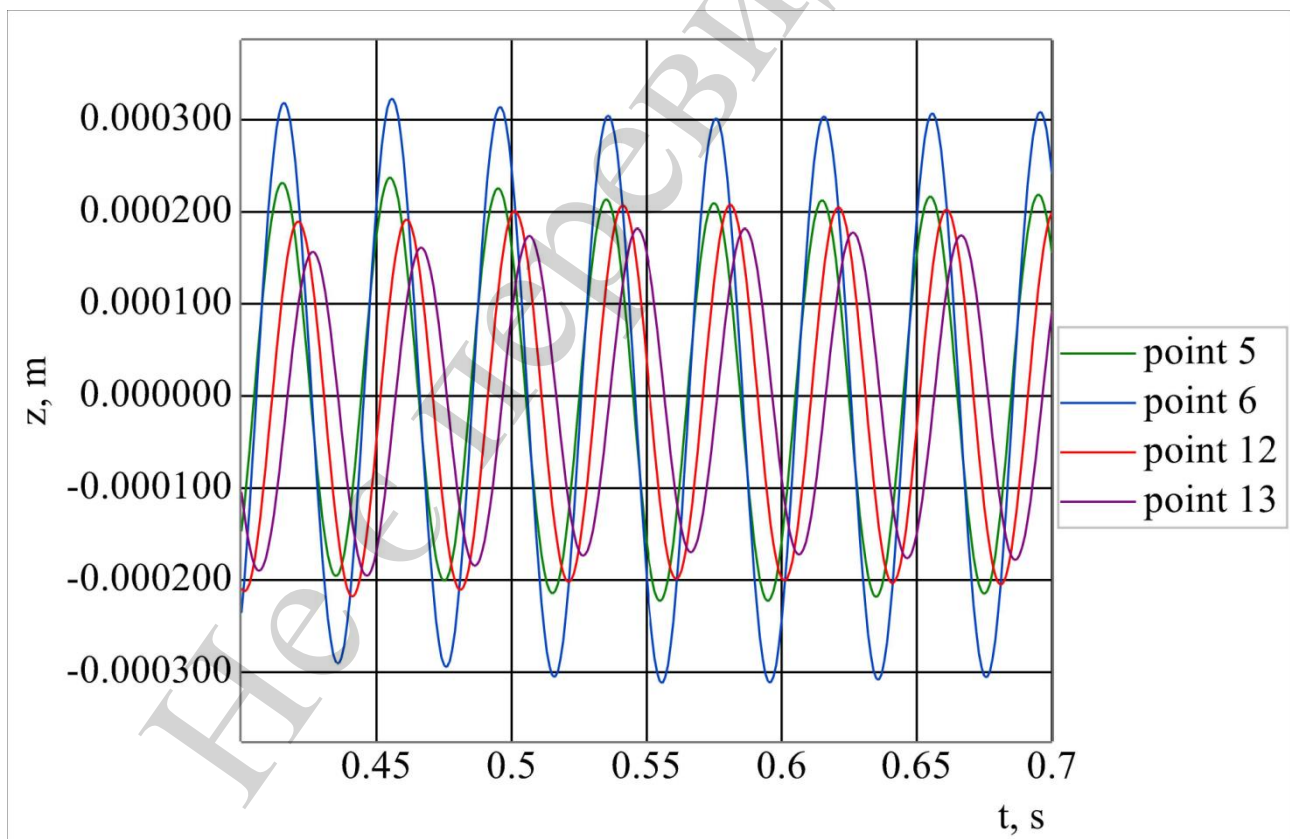


Рис. 8. Віброграми руху точок 5, 6, 12, 13 в часі

В цих точках амплітуди коливань сягають величин 0,27–0,40мм, тобто межа зміни є найменшою у порівнянні з рухом точок 1, 2 і 16, 17 (рис. 6).

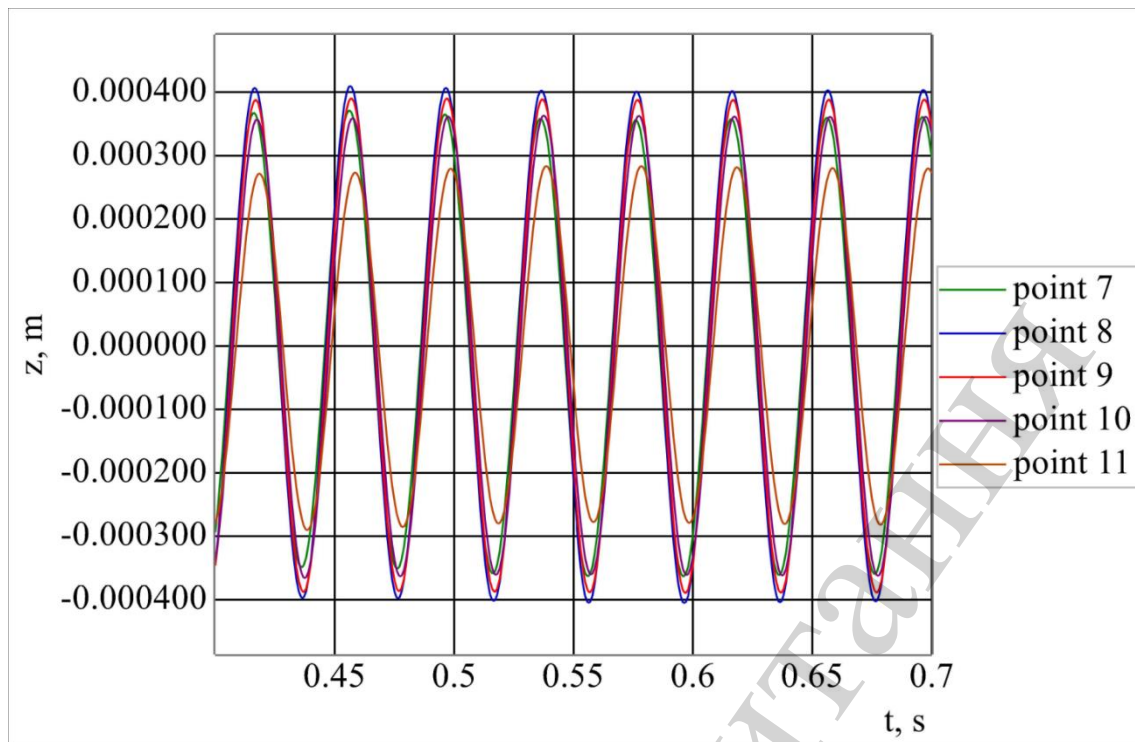


Рис. 9. Віброграми руху точок 7, 8, 9, 10, 11 в часі

6. Обговорення результатів дослідження руху енергоощадної вібраційної установки з поліфазним спектром коливань

Результати досліджень засвідчують наявність різних за формою та числовими значеннями амплітуд коливань по площі вібраційної установки з поліфазним спектром коливань. Це принципово новий результат. Він полягає в тому, що складна форма коливань, як ефективний метод прискореного ущільнення бетонних сумішей, реалізується розташуванням дебалансів під певним кутом на кожному окремо взятому вібраційному блоку. Внаслідок цього відбувається зменшення енерговитрат на 30 %, а процес формування бетонного виробу зменшується на 20 %. Наявність різних форм поліфазного спектру підтверджується формами коливань (рис. 4, б, в, г) та розподілом амплітуд коливань поверхні форми по довжині конструкції за один період коливань (рис. 6–9, точки 1–17). Використання таких ефектів визначається габаритними розмірами виробу у плані та його висотою, що впливає не тільки на фазове розвертання дебалансів по центральній осі віброустановки, а і за величиною статичного моменту дебалансів.

Дане дослідження має обмеження в частині розгляду конкретної схеми фазового розвертання дебалансів по центральній осі віброустановки. Необхідні додаткові дослідження при інших схемах фазового розвертання дебалансів по центральній осі віброустановки. Такі дослідження заплановані як продовження розглянутої теми на ідеї оптимізації установки фазових кутів на вібраційних блоках зі зміною частоти коливань у часі. Запропонований підхід фазового розвертання дебалансів по центральній осі машини може бути успішно застосований для переміщення та сортування матеріалів в пересувних дробильно – сор-

тувальних установках, які набувають широкого застосування в різних країнах Європу, в тому числі і в Україні.

До недоліків даного дослідження можна віднести величини вибраних значень статичного моменту дебалансів, що приводить до значного зменшення амплітуди коливань в деяких точках (рис. 7, точки 3, 4). В подальших дослідженнях варто здійснити оптимізацію параметрів коливань за їх амплітудними значеннями в межах, передбачених конкретними властивостями технологічного середовища та габаритами виробу.

7. Висновки

1. Обґрунтована розрахункова схема енергоощадної вібраційної установки з поліфазним спектром коливань. Моделювання робочого процесу вібраційної установки виконується на основі використання методу скінченних елементів із застосуванням розрахункового комплексу MSC.NASTRAN (MSC.Software, Німеччина).

2. Визначені основні форми коливань за числовими значеннями частот 1,32 Гц, 4,10 Гц, 15,60 Гц, 24,31 Гц. Розрахункове значення частоти коливань робочого режиму складає 25 Гц. Найбільш ефективною в рамках проведених досліджень являється форма коливань 24,31 Гц. Реалізація цієї форми коливань забезпечує енергоощадний режим роботи віброустановки.

3. Встановлено та запропоновано поліфазний спектр коливань установки при частоті збудження 24,31 Гц за яким реалізуються амплітуди коливань 0,27...0,6 мм. Досліджений режим коливань розрахункової моделі є підтвердженням енергоощадного режиму, що є передумовою для розрахунку та створення нового класу вібраційної установки.

Література

1. Нестеренко, М. П. (2015). Прогресивний розвиток вібраційних установок з просторовими коливаннями для формування залізобетонних виробів. Збірник наукових праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво, 2, 16–23.
2. Маслов, О., Саленко, Ю., Маслова, Н. (2011). Дослідження взаємодії віброуючої плити з цементобетонною сумішшю. Вісник КНУ імені Михайла Остроградського, 2, 93–98.
3. Міщук, Є. (2014). Теоретичні дослідження робочого процесу вібраційної шоккової дробарки. Збірник наукових праць. Серія: галузеве машинобудування, будівництво, 3 (42), 70–77.
4. Gursky, V., Kuzio, I., Lanets, O., Kisała, P. Tolegenova, A., Syzdykpaeva, A. (2019). Implementation of dual-frequency resonant vibratory machines with pulsed electromagnetic drive. Przegląd elektrotechniczny. doi: <https://doi.org/10.15199/48.2019.04.08>
5. Lanets, O., Derevenko, I., Borovets, V., Kovtonyuk, M., Komada, P., Mussabekov, K., Yeraliyeva, B. (2019). Substantiation of consolidated inertial parameters of vibrating bunker feeder. Przegląd elektrotechniczny. doi: <https://doi.org/10.15199/48.2019.04.09>

6. Andò, B., Baglio, S., Bulsara, A. R., Marletta, V., Pistorio, A. (2015). Experimental and Theoretical Investigation of a Nonlinear Vibrational Energy Harvester. *Procedia Engineering*, 120, 1024–1027. doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.08.701>
7. Yamamoto, G. K., da Costa, C., da Silva Sousa, J. S. (2016). A smart experimental setup for vibration measurement and imbalance fault detection in rotating machinery. *Case Studies in Mechanical Systems and Signal Processing*, 4, 8–18. doi: <https://doi.org/10.1016/j.csmssp.2016.07.001>
8. Jia, Y., Seshia, A. A. (2014). An auto-parametrically excited vibration energy harvester. *Sensors and Actuators A: Physical*, 220, 69–75. doi: <https://doi.org/10.1016/j.sna.2014.09.012>
9. Cacciola, P., Banjanac, N., Tombari, A. (2017). Vibration Control of an existing building through the Vibrating Barrier. *Procedia Engineering*, 199, 1598–1603. doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.09.065>
10. Yin, Y., Su, Y., Wang, Z. (2017). Vibration characteristics of casing string under the exciting force of an electric vibrator. *Natural Gas Industry B*, 4 (6), 457–462. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ngib.2017.09.007>
11. Chmelnizkij, A., Nagula, S., Grabe, J. (2017). Numerical Simulation of Deep Vibration Compaction in Abaqus/CEL and MPM. *Procedia Engineering*, 175, 302–309. doi: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.01.031>
12. Mahadevaswamy, P., Suresh, B. S. (2016). Optimal mass ratio of vibratory flap for vibration control of clamped rectangular plate. *Ain Shams Engineering Journal*, 7 (1), 335–345. doi: <https://doi.org/10.1016/j.asej.2015.11.014>
13. Michalczyk, J. (2012). Inaccuracy in self-synchronisation of vibrators of two-drive vibratory machines caused by insufficient stiffness of vibrators mounting. *Archives of Metallurgy and Materials*, 57 (3), 823–828. doi: <https://doi.org/10.2478/v10172-012-0090-8>
14. Bernyk, I., Luhovskyi, O., Nazarenko, I. (2018). Effect of rheological properties of materials on their treatment with ultrasonic cavitation. *Materiali in Tehnologije*, 52 (4), 465–468. doi: <https://doi.org/10.17222/mit.2017.021>
15. Nazarenko, I. I., Pentyuk, B. N., Chovnyuk, Y. V. (2006). Vibration-wave stress concentrators removing flashes in molding and pressing powder materials. *Refractories and Industrial Ceramics*, 47 (5), 294–298. doi: <https://doi.org/10.1007/s11148-006-0112-z>
16. Babič, M., Cali, M., Nazarenko, I., Fragassa, C., Ekinovic, S., Mihaliková, M. et. al. (2018). Surface roughness evaluation in hardened materials by pattern recognition using network theory. *International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM)*, 13 (1), 211–219. doi: <https://doi.org/10.1007/s12008-018-0507-3>
17. Nazarenko, I. I., Ruchynskyi, M. M., Sviderskyi, A. T., Kobylanska, I. M., Kalizhanova, A., Kozbakova, A. (2019). Development of energy-efficient vibration machines for the buiding-and-contruction industry. *Przegląd Elektrotechniczny*. doi: <https://doi.org/10.15199/48.2019.04.10>
18. Назаренко, І., Свідерський, А., Дєдов, О. (2011). Створення високоефективних віброущільнюючих машин нового покоління. *Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут»*, 63, 219–223.